

гідроімпульсним приводом : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. В. Зелінська, Я. В. Іванчук. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 152 с.

2. Іскович-Лотоцький Р. Д. Математичне моделювання робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода для формоутворення заготовок з порошкових матеріалів // Р.Д. Іскович-Лотоцький, В.П. Міськов, Я.В. Іванчук // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – 2016, – №3(237). – С. 176 – 180.

3. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основи резонансно-структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – Д., 2014. – №5(53) – С.109 – 118. doi: 10.15802/stp2014/30458

4. Іскович-Лотоцький Р. Д. Застосування гібридного моделювання при розробці установок для утилізації відходів. / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Д. В. Тесовський, Я. П. Веселовський // Технологічні комплекси. Науковий журнал – Луцьк, 2012. – № 1,2 (5, 6). – С. 122 – 126.

5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота // Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2. – С. 43 – 50.

6. Іскович-Лотоцький Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного привода в будівельних і дорожніх машинах / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Харківської державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2008. – № 88. – С. 48 – 54.

7. Rostislav D. Iskovych-Lototsky, Yaroslav V. Ivanchuk, Natalia R. Veselovska, Wojciech Surtel, Samat Sundetov. "Automatic system for modeling vibro-impact unloading bulk cargo on vehicles", Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018, 1080860 (1 October 2018). doi: 10.1117/12.2501526.

УДК 621.22

**Л. Г. Козлов, д.т.н., проф.,  
В.В. Богачук, к.т.н., доц.,  
А.О. Товкач, інженер  
М.П. Коріненко, інженер  
Є. Ю. Львович, магістр  
С. С. Костюк, магістр**

*Вінницький національний технічний університет*

## **ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МЕХАТРОННОГО ГІДРОПРИВОДА**

На сьогоднішній день у різних галузях промислового комплексу все більше використовуються мобільні робочі машини різного призначення, які комплектуються гідроприводами на базі насосів змінного робочого об'єму та регуляторами з електрогідравлічним керуванням. Це дозволяє застосовувати контролери для забезпечення оптимальних режимів роботи, автоматизації робочих циклів при виконанні різноманітних операцій та поліпшення умов роботи оператора машини.

Для якісної реалізації робочих операцій мобільними машинами, гідроприводи мають забезпечувати певні статичні, динамічні та енергетичні характеристики. Проте ряд питань пов'язаних з аналізом процесів у гідроприводах з електрогідравлічним керуванням на базі регульованих насосів потребує досліджень, адже не в повній мірі розв'язані задачі, щодо вибору сполучень параметрів, які забезпечать необхідні статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводів [1].

Як правило, зміна певних конструктивних параметрів призводить до покращення одних характеристик та, водночас, погіршення інших. Отже, вибір значень конструктивних параметрів системи керування мехатронного гідропривода ускладнений і повинен забезпечуватись на основі оптимізаційних підходів [2, 3].

В ході роботи вирішується задача підвищення ефективності мехатронного гідропривода шляхом вибору оптимальних значень конструктивних параметрів системи керування насосом на основі критерію оптимізації, що включає декілька показників якості роботи гідропривода.

Схема мехатронного гідропривода на основі насоса змінного робочого об'єму та контролера, розроблена у Вінницькому національному технічному університеті (Україна), представлена на рис. 1. Гідропривод включає регульований насос 1, пропорційний розподільник 7, гідроциліндр 5, контролер 8 та датчики тиску 13, 14. [4].

Контролер забезпечує роботу мехатронного гідропривода в режимі постійної потужності за рахунок застосування розробленого алгоритму керування [5].

Для розробленого мехатронного гідропривода створена нелінійна математична модель [5]. Математична модель оброблялась в середовищі MATLAB-Simulink методом Розенброка. Визначались перехідні процеси в гідроприводі при ступінчастій зміні навантаження  $N$  на штоці гідроциліндра. На рис. 2 представлено розрахований по математичній моделі перехідний процес в гідроприводі. Перехідні процеси в мехатронному гідроприводі розраховані при різних сполученнях конструктивних параметрів дозволяють визначити його статичні, динамічні та енергетичні характеристики.

Виявлено вплив конструктивних параметрів системи керування на характеристики мехатронного гідропривода.

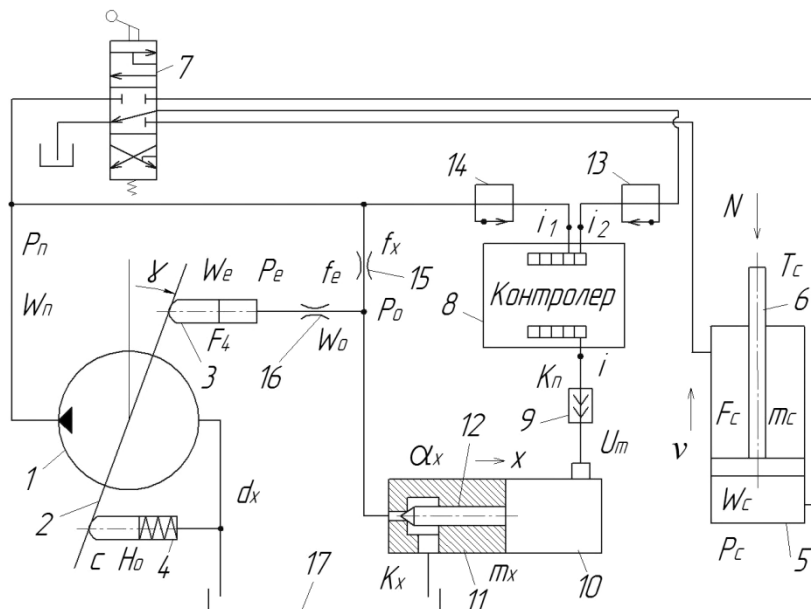


Рисунок 1 – Схема мехатронного гідропривода

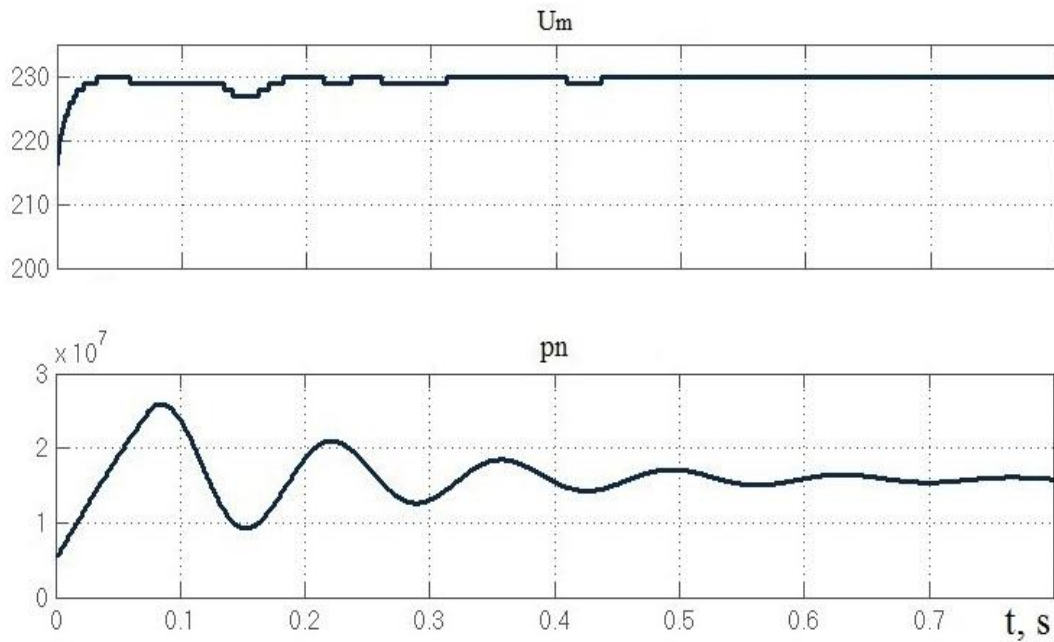


Рисунок 2 – Перехідний процес в мехатронному гідроприводі при ступінчастій зміні навантаження ( $U_m$  – сигнал на вході контролера,  $p_n$  – тиск на виході насоса)

Визначено три параметри, які будуть змінюватись в процесі оптимізації та діапазони їх зміни:

- $k_x$  – коефіцієнт підсилення робочого вікна сервоклапана, регулятора насоса  $k_x = (1 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;
- $f_e$  – площа демпфера сервоплунжера насоса  $f_e = (1 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;
- $f_x$  – площа дроселя регулятора насоса  $f_x = (0,8 \dots 2,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

Критерій оптимізації включає чотири показники: час регулювання, перерегулювання, втрати потужності в системі керування та статичну похибка регулювання по потужності.

$$k = k_{01} \frac{t_p}{t_p^{\max}} + k_{02} \frac{\sigma}{\sigma^{\max}} + k_{03} \frac{P_y}{P_y^{\max}} + k_{04} \frac{A}{A^{\max}}; \quad (1)$$

де  $k_{01}=0,2$ ,  $k_{02}=0,2$ ,  $k_{03}=0,4$ ,  $k_{04}=0,2$  – вагові коефіцієнти показників часу регулювання  $t_p$ , перерегулювання  $\sigma$  та величини втрат потужності в системі керування насосом  $P_y$  – похибки стабілізації  $A$ ;

$t_p, \sigma, P_y, A$  – поточні значення часу регулювання, перерегулювання та величини втрати потужності;

$t_p^{\max}, \sigma^{\max}, P_y^{\max}, A^{\max}$  – максимальні значення величини часу регулювання, перерегулювання та величини втрат потужності в системі керування в процесі оптимізації.

Величина втрат потужності в системі керування насосом  $P_y$  визначалась за формулою:

$$P_y = p_n \cdot \mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_o)}{\rho}}, \quad (2)$$

де  $p_n$  та  $p_o$  – величини тисків в усталених режимах роботи.

Оптимізація виконана методом ЛП-пошуку. Результати оптимізації представлені в Табл. 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків найкращої сукупності параметрів оптимізації

$k_x \cdot 10^{-3}$	$f_x \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$	$f_e \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$	$t_p, \text{ с}$	$\sigma, \%$	$P_y, \text{ Вт}$	$A, \%$	$K$	№ досл.
5	0,8	1	1,56	86	1460	2,41	0,52	19
5	0,8	2,5	1,22	85	1450	2,48	0,46	20
5	0,8	4	0,7	62	1488	2,56	0,35	21
5	2	1	1,58	88	2160	6,16	0,63	22
5	2	2,5	1,18	79	2162	6,27	0,55	23

В процесі оптимізації знайдено сполучення параметрів  $k_x=5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_x=0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  та  $f_e=4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , яке забезпечує наступні значення характеристик: час регулювання  $t_p \leq 0,7 \text{ с}$ , перерегулювання  $\sigma \leq 62\%$ , втрати потужності в системі керування  $P_y \leq 1,488 \text{ кВт}$ , статична похибка регулювання  $A \leq 2,56\%$ .

### Список літератури

1. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин : дис. докт. техн. наук / Козлов Л. Г. – Київ, 2015. – 420 с.
2. Mechatronic Hydraulic Drive with Regulator, Based on Artificial Neural Network / Y. Burennikov, L. Kozlov, V. Pyliavets, O. Piontkevych. – IOP Publishing, 2017. – (In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering). – (209; №. 1).
3. Характеристики мехатронного приводу під час просторового руху маніпулятора / Л. Г. Козлов, С. В. Репінський, О. В. Паславська, О. В. Піонткевич. // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2017. – №2.
4. Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive / L. G.Kozlov, V. V. Bogachuk, V. V. Bilichenko, A. O. Tovkach. // Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry and High-Energy Physics Experiments 2018. – 2018. – №10808.
5. Товкач А. О. Характеристики гідропривода з електрогідравлічним регулятором подачі насоса / А. О. Товкач, В. В. Богачук, Л. Г. Козлов. // Всеукраїнський фаховий журнал "Вісник Хмельницького національного університету". – 2015. – С. 67–72.

УДК 621

**Л.Г. Козлов, д.т.н., (Україна)**  
**О.В. Піонткевич, (Україна)**  
**С. І. Котик, (Україна)**  
**В. П. Б. Мбуїм, (Камерун)**

*Вінницький національний технічний університет*

### РОЗРАХУНОК ТЕНЗОРА МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ СТІЛИ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Під час моделювання динамічних процесів в гідроприводах мобільних машин потрібно враховувати інерційно-масові характеристики виконавчих органів [1, 2]. Для цього використовують сучасні прикладні програми SolidWorks, Autodesk Inventor, КОМПАС-3D та інші. Шляхом побудови тривимірних моделей виконавчих органів розраховують їх масу, моменти інерції головних осей, положення центру мас [3] в конкретній позиції. Для